

## **ENSAYO DE UN COLECTOR SOLAR CALENTADOR DE AIRE DE DOBLE PASO CON MATRIZ POROSA PARA EL CALENTAMIENTO DE EDIFICIOS**

Silvina Mariana González, Alejandro Hernández, José Quiñonez  
INENCO – Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional – U.N.Sa. - CONICET  
Avda. Bolivia N° 5150, 4400, Salta, Argentina  
FAX: 54-87-4255489, Tel: 54-87-4255579  
E-mail: [ing.silvina.gonzalez@gmail.com](mailto:ing.silvina.gonzalez@gmail.com)

*Recibido 18/08/14, aceptado 29/09/14*

### **RESUMEN**

Con el fin de aportar a la disminución en el consumo de energía convencional para uso en la calefacción de edificios, se lleva a cabo la evaluación experimental y el estudio de la performance térmica de un colector solar calentador de aire de doble paso en contracorriente con matriz porosa que trabaja en condición de flujo forzado. Los resultados se comparan con un trabajo anterior donde se estudia el mismo colector solar en posición vertical sin malla porosa.

El colector solar de 2,16 m<sup>2</sup> de área útil de colección, se ensaya bajo condiciones climáticas de cielo despejado en período invernal de la ciudad de Salta, Argentina, con un orientación Norte e inclinación de 38° respecto a la horizontal para maximizar la radiación solar absorbida sobre el plano del colector.

Bajo idénticas condiciones meteorológicas que el equipo original, el prototipo presenta eficiencias menores a las esperadas, pero se logra una mayor transferencia térmica que se visualizan notablemente en el calor útil entregado e incremento del salto térmico. La incorporación de la malla porosa y la inclinación del colector resulta una mayor transferencia de calor, un menor flujo másico y un incremento de la radiación solar absorbida. Se concluye que es necesario incrementar el flujo másico dentro del colector solar para potenciar las mejoras en la transferencia de calor alcanzada con las modificaciones.

**Palabras clave:** calefacción de edificios, colectores solares, eficiencia térmica.

### **INTRODUCCION**

La actualidad energética nacional argentina evidencia que a pesar de los grandes hallazgos de hidrocarburos en la localidad de Vaca Muerta, en los últimos años se experimentó una madurez en los yacimientos existentes de gas en operación y consecuentemente una reducción en la producción de gas. Por otro lado en el período 2000 – 2008 se evidencia una caída de la presión de operación, evidenciándose una caída en la participación de la producción de gas de alta presión del 58% al 22%, y una aumento del 17% al 48% en la participación de gas de baja presión. Teniendo en cuenta que el 64% del consumo residencial corresponde al consumo de gas natural y el consumo residencial es el 26% del consumo nacional (BEN 2011). Se considera importante el desarrollo de tecnologías e investigación tendiente a reducir el consumo de energía convencional para uso residencial.

El consumo de gas natural es sensible a la temperatura ambiente siendo mayor cuando la temperatura baja. Un estudio realizado para el Encuentro Latinoamericano de Uso Racional y Eficiente de la Energía – ELUREE 2013 (A. Lanson et al.) identifica al consumo base como el consumo de gas natural residencial necesario para la cocción de alimentos y agua caliente, y el consumo total al consumo base más el destinado a la calefacción, y concluye que tanto el consumo total como el consumo base (promedio) de gas natural varía con la temperatura media diaria. En período invernal de la zona norte del país (temperatura media de 10°C) el consumo total de gas residencial es 354% mayor al consumo base, mientras que en verano (temperaturas medias mayores a los 20°C), el consumo total de gas se debe puramente al consumo base.

El estudio de colectores ha ido evolucionando en cuanto a encontrar una mejor relación eficiencia térmica-costos. En muchos trabajos bibliográficos se concluye que la performance de los colectores de aire de doble paso con cubierta simple, tiene una mejor relación costo-beneficio que los otros diseños. La colocación de aletas, obstáculos y baffles fijados a la placa absorbidora para incrementar la transferencia de calor ha logrado alcanzar eficiencias superiores al 75%. En algunos trabajos se ha demostrado que la eficiencia térmica de un colector solar de aire de doble paso es mayor en un 10% a la de uno de paso simple, y el colector de doble paso con matriz absorbidora es mayor en un 25% del colector sin matriz. En la Universidad Nacional de Salta, en instalaciones del INENCO se estudió el comportamiento de colectores verticales que funcionan por convección natural y forzada, de innovadores diseños, adosados al muro Norte de un edificio (Hernández et al., 2007, 2009 y 2010), con eficiencias máximas medida que alcanzan el 70%.

El Doc. A. Hernández realizó un estudio comparativo de la performance térmica por simulación computacional de dos configuraciones de colectores solares de aire. Quiñonez et al. (2012, 2013), evaluó el comportamiento termo-energético de un colector solar calentador de aire de doble paso en contracorriente, instalado verticalmente sobre las fachadas orientadas al

Ecuador, con un flujo másico de 0,024 kg/s. Alcanzó un eficiencia máxima medida del 45 % con una eficiencia media diaria del 38 % para toda la estación invernal. En el 2013 realizó un modelo físico-matemático para evaluar la capacidad predictiva de la configuración de un colector solar calentador de aire de doble paso en contra corriente con placa acanalada, validado y simulado por el software CLOE (Cambio en la Longitud de Onda Electromagnética). González et al., 2011, 2012 y 2013, estudió el comportamiento térmico de un colector solar de aire de doble flujo en contracorriente con placa plana, orientado al Ecuador con una inclinación sobre la superficie del suelo de 40 grados, ventilación forzada con un caudal de 0,016 m<sup>3</sup>/s, diseñado para tomar el aire desde el exterior. Los resultados indican una eficiencia máxima medida del 49 % para el período invernal.

En este trabajo se evalúa experimentalmente el desempeño termo-energético de un colector solar calentador de aire de doble paso en contracorriente que incluye, como mejora de diseño, una matriz porosa en el canal inferior del colector la cual, por un lado, aumenta la tasa de transferencia de calor entre el absorbedor y el aire circulante y, por el otro, aumenta las pérdidas de carga derivadas de la mayor fricción del fluido caloportador contra la malla porosa. Comparando los resultados obtenidos para este diseño mejorado con los correspondientes al colector sin la matriz porosa se podrá determinar la conveniencia o no de incluir esta mejora de diseño ya que, obviamente, aumenta el costo y el peso unitario del colector. En un futuro trabajo se pretende crear y validar un modelo matemático para este prototipo, que permita estudiar el comportamiento de las principales variables de diseño.

## CARACTERISTICAS Y DIMENSIONES DEL COLECTOR SOLAR

El trabajo consiste en estudiar el comportamiento térmico de un colector solar de aire de doble paso con placa absorbidora de chapa acanalada previamente ensayado y modelado (Quiñonez et al. 2013), al cual se le ha agregado lana de acero como material poroso en el segundo paso de aire para innovar e incrementar la transferencia de calor de la placa hacia el fluido calo-portador. Se colocó lana de acero cubriendo homogéneamente la parte baja de la chapa absorbidora según se observa esquemáticamente en la figura 1.

Las dimensiones del prototipo son de 2,51 m de largo, 0,95 m de ancho quedando un área útil de colección de 2,16 m<sup>2</sup> (Ac). La estructura se encuentra aislada térmicamente con 2 cm de poliestireno expandido en sus laterales y 5 cm en el fondo. La placa absorbidora es de chapa galvanizada acanalada ennegrecida en la parte superior expuesta a la radiación solar, con pintura negra mate resistente a altas temperaturas. La cubierta transparente es de policarbonato alveolar de 6 mm de espesor. La placa absorbidora se ubica de modo tal que se forman dos canales: uno superior y uno inferior. El aire ingresa al colector por el canal superior y retorna por debajo de la placa absorbidora en contracorriente.

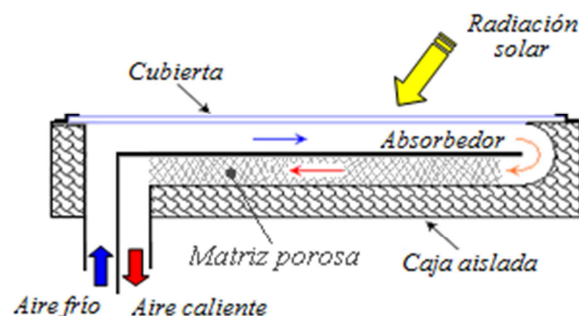


Figura 1: Esquema en corte longitudinal del colector calentador de aire ensayado

Tanto la toma como la salida del aire es de sección circular de 15 cm de diámetro, ambas dispuestas al final del recorrido del segundo canal con el objeto de reducir los costos por tendido de tuberías y las pérdidas térmicas a través de ellas.



(a)



(b)

Figura 2: Fotos del colector solar durante el ensayo, (a) Vista frontal y (b) Vista lateral conectado al local

## EVALUACION EXPERIMENTAL DEL COLECTOR

En las instalaciones del INENCO (Instituto de Investigación en Energías No Convencionales), ubicado en la Universidad Nacional de Salta (24° 43,7' de Latitud Sur, 65° 24,6' de Longitud Oeste y 1.190 m.s.n.m.), durante los días 1, 7, 8, 9, 15, 21, 22, 24, 25 de Julio del 2014 se llevaron a cabo los ensayos del colector solar calentador de aire de doble paso en contracorriente con malla porosa montado sobre una estructura soporte orientado hacia el Norte con una pendiente de 38 grados respecto de la horizontal para maximizar la radiación absorbida sobre el mismo en temporada invernal.

El colector se ensaya con circuito cerrado, encontrándose la toma y la salida del aire conectadas a un edificio de 9 m<sup>2</sup> de superficie cubierta, con envoltente de ladrillo cerámico hueco de 0,15 m de espesor con revoque del lado interior, cubierta de chapa galvanizada, jaula antisísmica y piso de hormigón de 0,10 m de espesor. El edificio no posee aislación térmica en paredes ni piso pero sí un cielorraso de poliestireno expandido de 2 cm de espesor que forma, con la cubierta de chapa, una cámara de aire estanco de 0,20 m de espesor. Esta construcción cumple con los estándares de las construcciones habituales de la Ciudad de Salta.

Las temperaturas del aire en 6 posiciones del colector: entrada de aire, salida de aire y 4 posiciones del interior del mismo y la temperatura de la placa, se monitorearon a intervalos de 5 minutos con termocuplas tipo K conectadas a un datalogger ADAM 4018 de 8 canales analógicos. La temperatura exterior y la radiación solar sobre el plano del colector se tomaron también a intervalos de 5 minutos, mediante una estación meteorológica autónoma marca HOBO modelo H21 cuyo sensor de irradiancia solar es del tipo fotovoltaico (+/- 1 W/m<sup>2</sup>). La velocidad del aire a la entrada del colector se midió utilizando un anemómetro manual marca TSI (+/- 0.0015 m/s), en diferentes instantes de tiempos y días de ensayo, ya que sus valores no presentaban grandes variaciones con el tiempo.

Tal como se observa en las fotos de las figuras 2 (a) y (b), el colector se encuentra montado sobre una estructura con la inclinación deseada y conectado mediante tuberías cilíndricas de 15 cm de diámetro y aproximadamente 2 metros de longitud, hacia el edificio que se desea calefaccionar. Dado que el objetivo del trabajo se limita a estudiar el comportamiento del colector no es necesario colocar aislación térmica en los conductos que unen el colector solar al edificio.

El colector se ensayó en condiciones de flujo forzado mediante la utilización de un ventilador axial de 40 W de potencia y 1.800 rpm trabajando por succión desde el ducto de salida del colector. La toma de aire del colector dentro del edificio se ubica a 0,6 m del cielorraso mientras que la descarga de aire se encuentra a 0,6 m sobre el nivel del piso.

## RESULTADOS OBTENIDOS

A continuación se representa la evolución temporal de la temperatura ambiente  $T_a$  (°C), temperatura de entrada del aire  $T_e$  (°C), temperatura de salida del aire  $T_s$  (°C) y radiación solar sobre el plano del colector  $GT$  (W/m<sup>2</sup>). Los valores graficados corresponden exclusivamente a los períodos diurnos durante los cuales se mantuvo encendido el ventilador del colector.

Durante el ensayo se registraron niveles de radiación solar que superan los 1.000 W/m<sup>2</sup> debido al aprovechamiento máximo de radiación directa por la inclinación del plano del colector. La temperatura ambiente alcanzó algunos días los 30°C al mediodía, valores altos para la época invernal en Salta. Durante este período se registraron sólo 4 días soleados (1, 9, 21 y 25 de julio) mientras que los días 7, 8 y 22 de julio resultaron despejados por la mañana hasta el mediodía y nublados por la tarde. Los días 15 y 24 fueron seminublados.

La temperatura ambiente registrada durante la experiencia en pleno período invernal en la ciudad de Salta, fue de 5°C a 31,5°C, con un valor promedio de 17°C.

Los valores registrados de la temperatura ambiente siempre se encuentran por debajo de la temperatura de entrada al colector, por la condición de ensayo en circuito cerrado dónde el aire que ingresa al colector se toma del interior del edificio el cual se encuentra calefaccionado con la salida del aire del colector. En este trabajo no se presenta la temperatura del interior del edificio dado que no es objeto de estudio. La diferencia promedio de temperatura entre la entrada y la ambiente oscila entre 0,6 °C y 16,5°C a lo largo del día con un valor medio de 10°C.

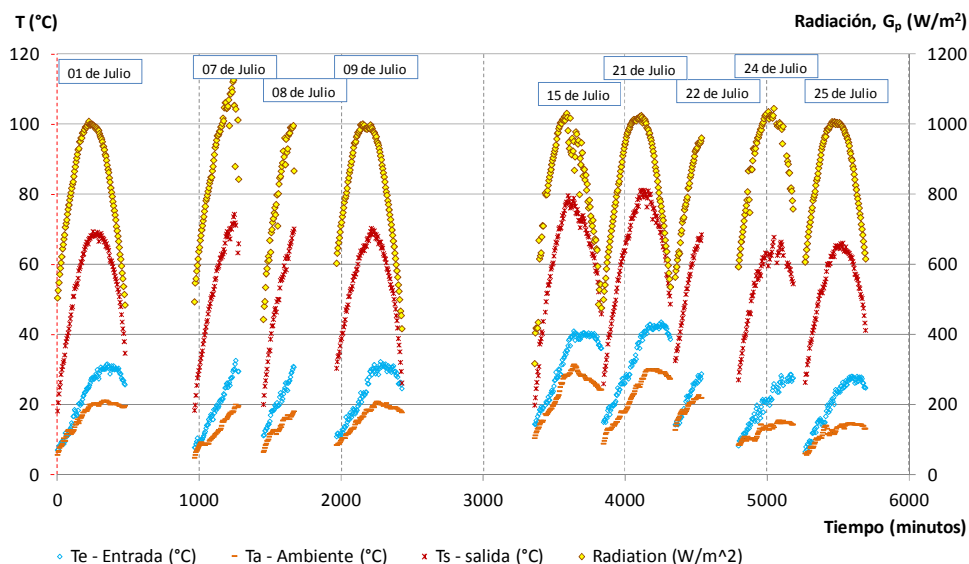


Figura 3: Evolución temporal de la radiación solar  $G_p$ , temperaturas, de entrada  $T_e$ , ambiente  $T_a$ , y de salida  $T_s$ .

Se observa que durante la primera mitad del mes el colector, ensayado con un flujo másico de 0,02 kg/s en circuito cerrado, alcanza una temperatura máxima de salida del aire de 72°C, para una temperatura de entrada de 29°C, logrando un incremento máximo de 43°C en la temperatura del fluido. El salto térmico medio durante el ensayo fue de 34°C.

Durante los días 15 y 21 de julio la temperatura de entrada al colector alcanzó valores máximos del orden de 40 °C debido al encendido de una resistencia calefactora instalada dentro del ducto de ingreso. Esta resistencia tiene por objeto controlar el valor de la temperatura del aire de entrada a fin de obtener distintos puntos de funcionamiento para la determinación de la curva de eficiencia instantánea del prototipo. Se observa que durante los períodos de encendido de la resistencia la temperatura de salida del aire alcanzó los 80 °C, incrementando unos 43 °C en su doble paso por el colector, bajo las condiciones meteorológicas y geográficas del ensayo. El salto térmico medio para todo el período fue de 34°C.

## DETERMINACIÓN DE LA CURVA DE EFICIENCIA

La curva de eficiencia de un colector permite calcular el calor útil que genera el equipo bajo determinadas condiciones meteorológicas y de instalación en el lugar donde fue ensayado. A su vez, permite estimar el área de colección necesaria para obtener el número de colectores requeridos para satisfacer una determinada demanda energética de calefacción.

La eficiencia instantánea de un colector solar se obtiene mediante la siguiente expresión (Duffie & Beackman, 2006):

$$\eta_i = \frac{\dot{m} C_p (T_s - T_e)}{A_c G_p} \quad (1)$$

donde  $\dot{m}$  es el flujo másico del aire de entrada al colector en kg/s,  $C_p$  es el calor específico a presión constante del aire a su temperatura media entre la entrada y la salida en (J/kg K),  $T_s$  la temperatura del aire a la salida en °C,  $T_e$  la temperatura del aire a la entrada del colector en °C,  $A_c$  el área útil de colección en m² y  $G_p$  la irradiancia solar sobre el plano del colector en W/m².

El flujo másico se obtiene multiplicando la densidad del aire por el caudal circulante (Hernández et al., 2010)

$$\dot{m} = \rho \bar{v} A_T \quad (\text{Kg/s}) \quad (2)$$

siendo  $\rho$  la densidad del aire evaluada a la temperatura de entrada y a la presión del lugar, en Kg/m³,  $\bar{v}$  la velocidad media del aire de entrada cuyo valor medido fue de 1,13 m/s y  $A_T$  el área transversal en el ducto de entrada al colector en m².

Para determinar la curva de eficiencia instantánea se grafican los valores de eficiencia calculados con la Ecuación (1) vs. la variable  $[(T_e - T_a)/G_T]$  y se aplica al resultado un ajuste por cuadrados mínimos (regresión lineal). A fin de obtener un amplio rango de variación de la variable independiente, el único parámetro que se puede controlar es la temperatura de entrada del aire, para lo cual se montó una resistencia eléctrica controlada con un dimmer (regulador de voltaje) en la cañería de entrada.

Los ensayos con  $T_e$  controlada se realizaron fijando al inicio del día una determinada potencia de alimentación de la resistencia la cual se mantuvo constante durante todo el día. Otro día se seleccionó un valor de potencia más alto y así

sucesivamente hasta completar el rango de temperaturas de entrada deseado. En la siguiente figura se presenta la curva de eficiencia instantánea obtenida empleando solamente los valores medidos durante los días completamente despejados.

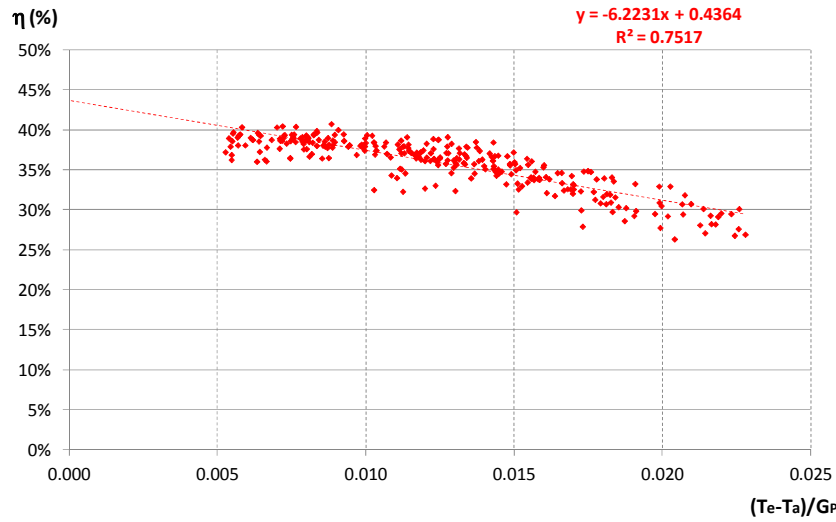


Figura 4: Curva de eficiencia del colector solar de aire de doble paso en contracorriente con malla porosa.

La curva de eficiencia instantánea obtenida por regresión lineal con un coeficiente de correlación de 0,73 es:

$$\eta = 0,4364 - 6,2231 \frac{(T_e - T_a)}{G_p} \quad (3)$$

la cual determina un valor de  $F_R(\tau\alpha) = 0,4364$  y de  $F_R U_L = 6,2231 \text{ W}/(\text{m}^2\text{C})$ , siendo  $F_R$  el factor de remoción de calor,  $(\tau\alpha)$  el producto transmitancia-absortancia efectivo y  $U_L$  el coeficiente global de pérdida de calor del colector. La dispersión de los valores medidos respecto de la curva de ajuste se debe a que  $F_R$ ,  $(\tau\alpha)$  y  $U_L$  no son constantes a lo largo del ensayo.

Según la curva, circulando un flujo másico medio de 0,02 Kg/s, la eficiencia máxima del colector es del 44% cuando la temperatura de entrada es igual a la temperatura ambiente. Este valor relativamente bajo de rendimiento máximo indica la necesidad de aumentar el caudal circulado mediante el reemplazo del ventilador por uno de mayor potencia a fin de vencer más fácilmente la pérdida de carga impuesta por la malla porosa. El efecto hidráulico de la presencia de la malla es disminuir la velocidad media de circulación del aire dado que el valor registrado durante los ensayos sin la malla fue de 1,35 m/s, con un flujo másico de 0,024 kg/s (Quiñonez y Hernández, 2012).

En un futuro cercano este prototipo será conectado a un acumulador de calor de lecho de piedras actualmente bajo desarrollo y para impulsar el aire por toda la instalación se utilizará un ventilador axial de ¼ de HP de potencia cuyo caudal a circuito abierto y 1.400 rpm es de 45 m³/min. Se determinará la curva de eficiencia del colector bajo estas nuevas condiciones de funcionamiento y se espera que estos valores superen ampliamente a los obtenidos en este trabajo.

## SIMULACIÓN TÉRMICA DEL COLECTOR

La temperatura de salida del aire se puede estimar combinando las ecuaciones 1 y 3, obteniéndose la siguiente expresión (Quiñonez et al. 2012):

$$\hat{T}_s = T_e + \frac{A_c G_p \eta}{\dot{m} c_p} = T_e + \frac{A_c G_p [0,4364 - 6,2231 \frac{(T_e - T_a)}{G_p}]}{\dot{m} c_p} \quad (4)$$

De manera semejante, el calor útil generado por el colector solar se estima de las ecuaciones 1 y 3, obteniendo la expresión 5.

$$Q_u = \eta A_c G_p = \left[ 0,4364 - 6,2231 \frac{(T_e - T_a)}{G_p} \right] A_c G_p \quad (5)$$

En la figura 5 se comparan los resultados medidos y simulados del calor útil generado por el colector y en la figura 6 se comparan los resultados de la temperatura de salida del aire medida y simulada.

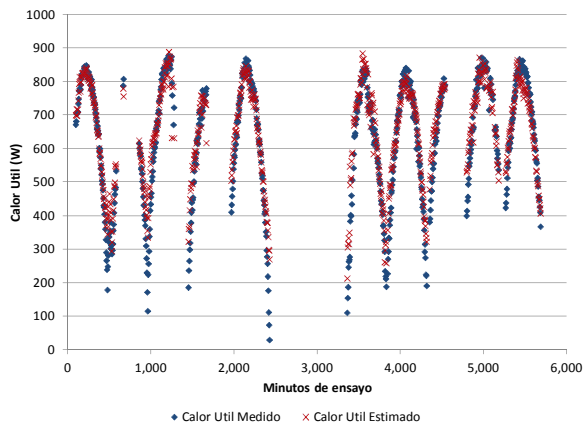


Figura 5: Comparación de calor útil generado por el colector medido y simulado

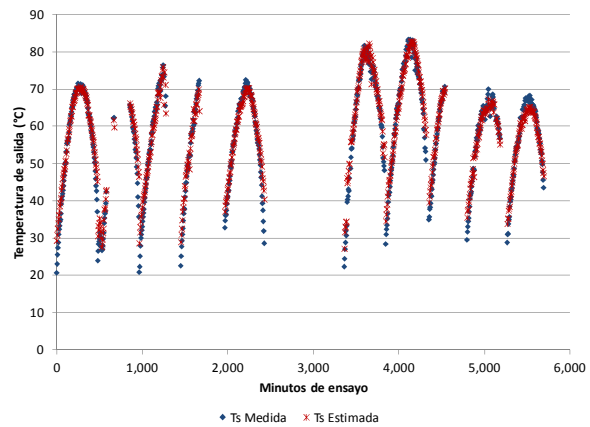


Figura 6: Comparación de la temperatura de salida del colector medida y simulada

En la figura 5 se representan los valores medidos y simulados del calor útil que genera el colector, tanto para los días despejados como para los días semi-nublados logrando un buen grado de ajuste con un error cuadrático medio RMSE de 59W. El calor útil máximo generado por el colector solar es de 877,9 W al mediodía, mientras que el mismo prototipo trabajando en idénticas condiciones sin malla porosa y posición vertical generó un calor útil máximo de 699,5 W.

En la figura 6 se presenta una comparación entre la temperatura de salida del aire del colector medida, con la temperatura estimada, con un error cuadrático medio RMSE de 3°C.

## CONCLUSIONES

En el presente trabajo se presentó el diseño y la evaluación térmica de un colector solar calentador de aire de doble paso con matriz porosa para ser utilizado en el acondicionamiento térmico de edificios. La determinación de su curva de eficiencia instantánea se realizó evaluando su funcionamiento bajo régimen de convección forzada durante el mes de julio de 2014.

Realizando una comparación con el trabajo anterior (Quiñonez et al., 2012), el mismo colector sin el agregado de malla porosa, orientado al norte en posición vertical, con un flujo másico de aire de 0,024 kg/s en circuito cerrado, alcanzó una eficiencia máxima del 51 %, mientras que con el agregado de la malla porosa, inclinado 38° mirando al norte, con un flujo másico de 0,020 kg/s en circuito cerrado, se alcanzó una eficiencia máxima del 43,6%. La temperatura máxima de salida del aire para la primera experiencia fue de 63°C para una temperatura de entrada de 34° (salto térmico de 29°C), mientras que en el nuevo diseño se alcanza una temperatura máxima de salida de 72°C para una entrada de 29°C, esto es un salto térmico de 43°C, mucho mayor al del primer diseño, bajo condiciones climáticas similares.

A pesar de que el nuevo diseño presenta una eficiencia máxima inferior a la del modelo sin la malla porosa, bajo condiciones meteorológicas similares, el segundo genera más calor útil que el primero dado que, si bien el flujo másico es levemente menor, el salto térmico a través del colector es notablemente mayor. Esto se demuestra empleando la expresión del calor útil que figura en el numerador de la Ecuación (1). Efectivamente, con los valores de los flujos másicos y saltos térmicos indicados en el párrafo anterior, el calor útil generado por el diseño original es de 699,5 W mientras que el nuevo diseño con la malla porosa genera 877,9 W.

La gran diferencia en el salto térmico del colector se debe principalmente a la mayor transferencia de calor entre la placa absorbente, la malla porosa y el aire circulante, a la reducción del flujo másico debido al aumento de la pérdida de carga por la fricción del aire contra la malla y a la mayor cantidad de radiación solar absorbida al estar inclinado el colector.

Con la curva de eficiencia instantánea obtenida empíricamente en este ensayo se realizó la simulación computacional del calor útil y la temperatura de salida del aire obteniéndose muy buenos ajustes entre valores medidos y simulados, lo cual permite concluir que esta curva de eficiencia instantánea es representativa del comportamiento termo-energético del colector solar calentador de aire de doble paso en contracorriente con matriz porosa desarrollado.

Como resultado importante de este trabajo se concluye que es necesario incrementar el flujo másico dentro del colector solar para potenciar las mejoras en la transferencia de calor lograda con el agregado de malla porosa. Esto se concretará cuando se conecte el colector a una instalación que incluye un acumulador de calor de lecho de piedras conectado al prototipo de vivienda del INENCO en la cual se utilizará un ventilador axial de giro inversible de ¼ de HP y 1.400 rpm.

## AGRADECIMIENTO

Los autores agradecen el apoyo brindado por la Agencia Nacional de Promoción Científica y Tecnológica de Argentina (ANPCyT), el Ente Nacional Regulador del Gas (ENARGAS) y el Consejo de Investigación de la Universidad Nacional de Salta (CIUNSA) al financiar este trabajo.

## REFERENCIAS

- Ammari H.D., (2003). A mathematical model of thermal performance of a solar air heater with slats, *Renewable Energy* 28, pp. 1597–1615.
- A. Lanson y R. Righini, E. E. Benitez, E. Bezzo, E. Filloy, A. Roldán, H. Unger, L. Iannelli, S. Gil. Encuentro Latinoamericano de Uso Racional y Eficiente de la Energía - ELUREE2013, “GT01-Usos finales de la Electricidad y el Gas Natural – Servicios Residenciales y comerciales”.
- Chamoli, Sunil; Chauhan, Ranchan; Thakur, N.S.; Saini, J.S. (2012). A review of the performance of double pass solar air heater. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* Vol. 16 pp. 481– 492.
- Duffie J. A. & Beckman W. A. (2006). *Solar Engineering of Thermal Processes*, 3rd edition. John Wiley & Sons, New Jersey
- González S. M, Flores Larsen S., Hernández A. L. (2012). Simulación del comportamiento térmico de un colector solar de aire de doble flujo mediante el software SIMUSOL. ASADES.
- González S. M, Flores Larsen S., Hernández A. L. (2013). Thermal evaluation and modeling of a double-pass solar collector for air heating. ISES Solar World Congress - International Solar Energy Society.
- Hernández, A. (2002). “PRELISE” – Un novedoso y práctico programa de evaluación térmica de edificios, *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 6 – N° 2, pág. 8.61 – 8.66.
- Hernández A., (2003), “Geosol: Una Herramienta Computacional Para el Cálculo de Coordenadas Solares y la Estimación de Irradiación Solar Horaria”, AVERMA, *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 7 – N° 2, Sección 11, pág. 19 – 24. ISSN: 0329-5184, Argentina.
- Hernández, A.; Fernández, C.; Salvo, N.; Suligoy, H. (2007). Diseño, construcción y primeros ensayos de un colector solar calentador de aire de tipo loop convectivo para el calentamiento de edificios. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 11- N° 1, pag. 3.75 – 3.82.
- Hernández, A.; Salvo, N. (2008). Evaluación Computacional de la Eficiencia Térmica de Colectores Calentadores de Aire. Estudio Paramétrico Para Dos Configuraciones, *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 12 – N° 1, pág. 8.93 – 8.100.
- Hernández, A.; Salvo, N.; Fernández, C.; Suligoy, H. (2008). Diseño y evaluación térmica de un colector solar calentador de aire de placa perforada para calefacción de edificios. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 12 – N° 1, pág. 3.133 – 3.140.
- Hernández, A. L.; Lesino, G.; Rodríguez, L.; Linares, J. (2010). Design, Modelling and Computational Assessment of Passive and Active Solar Collectors for Thermal Conditioning of the First Bioclimatic Hospital in Argentina. *Journal of Building Performance Simulation*, Vol. 3, N° 3, p. 217 – 232.
- Mohamad A. High Efficiency Solar Air Heater, *Solar Energy* Vol. 60, N° 2, pp. 71-76, 1997.
- Moummi N., Youcef-Ali S., Moummi A., Desmons J.Y. (2004). Energy analysis of a solar air collector with rows of fins. *Renewable Energy* 29, pp. 2053 – 2064.
- Quiñonez, J.; Hernández, A. (2012), Evaluación termoenergética de un colector solar calentador de aire de doble paso en contracorriente diseñado para la calefacción de edificios. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 16, pp. 03.55 – 03.62. ISSN 0329-5184.
- Quiñonez, J.; Hernández, A. (2013), Evaluación y simulación computacional de un modelo físico-matemático del colector solar calentador de aire de doble paso en contracorriente diseñado para la calefacción de edificios. Acta de la XXXVI Reunión de Trabajo de la Asociación Argentina de Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 1, pp. 08.123-08.130, 2013.
- Ramani B.M, Akhilesh Gupta, Ravi Kumar (2010) Performance of a double pass solar air collector. *Solar Energy* Vol. 84, Issue 11, p. 1929-1937.

## ABSTRACT

To contribute to the reduction in the consumption of conventional energy for use in heating buildings, it is performed the experimental evaluation and study of the thermal performance of a countercurrent double pass air solar collector with porous matrix which forced flow. The results are compared with a previous study in where you study the same solar collector, but upright without porous matrix.

The solar collector with a useful collection's area of 2,16 m<sup>2</sup>, is tested under climatic conditions of clear sky in winter period of the city of Salta, Argentina, with a north orientation and inclination of 38 ° with respect to the horizontal to maximize solar radiation absorbed on the plane of the collector.

The new design tested under the same weather conditions as the original collector, although it has lower efficiencies than expected, it has a higher heat transfer, which are displayed markedly in delivering useful heat and the large increase in the temperature difference between the inlet and outlet air temperatures. This is mainly due to the higher heat transfer between the absorber plate, the porous mesh and the circulating air, to the reduction of the mass flow and greater amount of solar radiation absorbed at changes collector's inclination. It is considered necessary to increase the mass flow into the solar collector, to enhance the improvement in heat transfer achieved with the addition of porous mesh.

**Key words:** Air Heating, Solar Collector, Thermal efficiency.